

**Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava**

**Fakulta strojní**

**Katedra energetiky**

**Kondenzátor ucpávkových par**

**Condenser of Packing Steam**

**Student:**

**Souček Roman**

**Vedoucí diplomové práce:**

**doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.**

**Ostrava 2014**

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra energetiky

## Zadání bakalářské práce

Student: **Roman Souček**  
Studijní program: B2341 Strojírenství  
Studijní obor: 3907R009 Provoz energetických zařízení  
Téma: **Kondenzátor ucpávkových par**  
**Condenser of Packing Steam**

### Zásady pro vypracování:

Navrhněte zapojení kondenzátoru ucpávkových par (KUP) do systému parního cyklu tepelných turbín TG3 a TG4, pracujících v obchodní společnosti Dalkia ČR, a.s., Region Výchovní Morava, Závod výroby, Teplárna Československé armády. KUP má zajistit kondenzaci par z vnitřních a vnějších ucpávek turbíny TG 4 a par z odvzdušnění základního ohříváku (ZO) turbíny TG 3. Turbína TG 4 je protitlaká, jednotělesová s regulačním stupněm - Curtisovým kolem. Je opatřena jedním neregulovaným odběrem páry.

Parametry turbíny:

Jmenovitý výkon 12 MW, otáčky 3000 ot/min.

Parametry páry:

Teplota max. 450 °C, tlak 4,15 MPa.

Jelikož v původním zapojení byly všechny výše uvedené toky par vyvedeny do polnice na střešku teplárny, v novém uspořádání teplo z kondenzujících par bude transformováno do vratného okruhu oběhové vody ("zpátečky") pro město Karvinou a kondenzát bude sveden do nádrže kondenzátu pro opětovné využití.

### Seznam doporučené odborné literatury:

AMBROŽ, J.: Parní turbíny a kondenzace. Praha: České vysoké učení technické v Praze 1980. 281 s.

KADRNOŽKA, J.: Tepelné turbíny a turbokompresory. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., 2004. 177 s. ISBN 80-7204-346-3.

KADRNOŽKA, J.: Lopatkové stroje. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., 2003. 177 s. ISBN 80-7204-297-1.

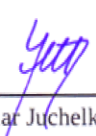
Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.**

Datum zadání: 17.02.2014

Datum odevzdání: 19.05.2014



  
prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.  
vedoucí katedry

  
doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: 19.5.2014



.....  
Souček Roman

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 19.5.2014

.....

Podpis

Roman Souček  
Kašparova 2924/14  
Karviná Hranice

## Poděkování

Děkuji vedoucímu bakalářské práce doc. Ing. Kamilu Kolarčíkovi, CSc. za ochotu, poskytnutí rad a připomínek při zpracování mé bakalářské práce.

## ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

SOUČEK, R., *Kondenzátor ucpávkových par : bakalářská práce*. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2014, 39 s. Vedoucí práce: Kolarčík, K.

V bakalářské práci se zabývám využitím tepla z ucpávkové páry protitlakové turbíny unikající do atmosféry. Cílem je návrh kondenzátoru ucpávkové páry pro její využití. V první části je popsána problematika vnikání kondenzátu přes ucpávky do olejového systému turbíny. Dále je popsána turbína, ucpávky a problematika kondenzace. V závěru je proveden výpočet a návrh výměníku včetně provedení ekonomického vyhodnocení této investice.

## ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

SOUČEK, R., *Condenser of Packing Steam : Bachelor Thesis*. Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Energy, 2014, 39 p. Thesis head: Kolarčík, K.

This bachelor thesis deals with reusing heat from the packing steam of back-pressure turbine that is normally dispensed into atmosphere. The aim is to design a packing steam condenser for its reuse. The first part explains the issues of condensate leakage through sealers to the turbine's oil system. Furthermore, the turbine, sealers and condensation issues are described. In the conclusion, the exchanger is designed together with necessary calculations including the economical analysis of this investment.

## Obsah

Seznam použitých značek a symbolů .....	9
1. Úvod .....	12
2. Řešení pronikání kondenzátu do oleje .....	13
3. Protitlakové turbíny .....	14
3.1 Princip turbíny .....	14
3.2 Protitlaková parní turbína .....	14
3.3 Curtisův stupeň .....	16
4. Ucpávky .....	17
5. Kondenzace .....	19
5.1 Výpočet kondenzátoru .....	19
6. Teplárna Československé armády .....	21
6.1 Popis teplárny .....	21
6.2 Historie .....	22
7. Turbína TG 4 .....	24
7.1 Parametry turbíny .....	24
7.2 Základní popis zařízení turbíny a její funkce .....	25
7.3 Ucpávkový systém .....	27
8. Stávající odvod ucpávkové páry .....	28
8.1 Popis .....	28
8.2 Schéma .....	28
9. Měření množství ucpávkové páry na TG 4 .....	29
9.1 Popis měření .....	29
9.2 Parametry měření .....	29
9.3 Naměřené hodnoty .....	29
10. Návrh kondenzátoru ucpávkových par .....	30
10.1 Popis stávajícího stavu .....	30
10.2 Popis navrhovaného stavu .....	30
10.3 Schéma .....	31
10.4 Parametry .....	31

10.5	Výpočet výměníku .....	32
10.5.1	Tepelný výkon výměníku .....	32
10.5.2	Výpočet teploty ohřáté chladicí vody .....	32
10.5.3	Vypočet teploty vratné vody po ohřátí .....	32
10.6	Popis výměníku .....	33
11.	Ekonomické zhodnocení .....	35
11.1	Úspora tepelné energie za rok .....	35
11.2	Úspora vody za rok .....	35
11.3	Náklady na provoz za rok .....	36
11.4	Investiční náklady .....	36
11.5	Doba návratnosti investice .....	36
12.	Závěr .....	37
	Seznam použité literatury .....	38
	Seznam použitých obrázků .....	39
	Seznam použitých tabulek .....	39



# Seznam použitých značek a symbolů

## Seznam značek

Značka	Popis	Jednotka
$E_{tr}$	úspora tepelné energie	GJ.rok <sup>-1</sup>
$\dot{Q}$	množství sdíleného tepla	W
$N_{Pr}$	náklady na provoz	Kč.rok <sup>-1</sup>
$P$	výkon výměníku	kW
$P_{\check{c}}$	příkon čerpadla	kW
$P_{ven}$	příkon ventilátoru	kW
$S$	teplosměnná plocha kondenzátoru	m <sup>2</sup>
$TN_I$	doba návratnosti investice	rok
$U_{tr}$	finanční úspora tepla	Kč.rok <sup>-1</sup>
$c_p$	měrná tepelná kapacita	kJ.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup>
$cena_{el}$	cenové náklady na výrobu 1 kWh <sup>-1</sup>	Kč.kWh <sup>-1</sup>
$cena_t$	cenové náklady na ohřev 1 GJ	Kč.GJ <sup>-1</sup>
$cena_v$	cenové náklady na výrobu 1 kg vody	Kč.kg <sup>-1</sup>
$d$	průměr rotoru	mm
$i_a$	entalpie páry před turbínou	kJ.kg <sup>-1</sup>
$i_{chv}$	entalpie chladicí vody	kJ.kg <sup>-1</sup>
$i_k$	entalpie kondenzátu	kJ.kg <sup>-1</sup>
$i_{nv}$	entalpie napájecí vody	kJ.kg <sup>-1</sup>
$i_{up}$	entalpie ucpávkové páry	kJ.kg <sup>-1</sup>
$i_p$	entalpie páry za turbínou	kJ.kg <sup>-1</sup>
$k$	součinitel prostupu tepla	W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup>
$k_m$	koeficient materiálu	1
$\dot{m}_{chv}$	hmotnostní tok chladicí vody	kg.h <sup>-1</sup>
$\dot{m}_k$	hmotnostní tok kondenzátu	kg.h <sup>-1</sup>
$\dot{m}_p$	hmotnostní tok páry	kg.h <sup>-1</sup>
$\dot{m}_{up}$	hmotnostní tok páry	kg.h <sup>-1</sup>

$\dot{m}_{vv}$	hmotnostní tok vratné vody	$\text{kg.h}^{-1}$
$n_r$	počet hodin provozu kondenzátoru	h
$p_o$	atmosférický tlak	MPa
$p_{chv}$	tlak chladicí vody	MPa
$p_k$	tlak kondenzátu	MPa
$p_{up}$	tlak ucpávkové páry	MPa
$q_a$	přivedené teplo	$\text{J.kg}^{-1}$
$q_e$	teplo přeměněné v práci	$\text{J.kg}^{-1}$
$q_{el}$	skutečná měrná spotřeba tepla	$\text{J.kg}^{-1}$
$q_t$	odpadní teplo	$\text{J.kg}^{-1}$
$r_1$	vnější poloměr trubky	m
$r_2$	vnitřní poloměr trubky	m
$\eta_g$	účinnost alternátoru	1
$\eta_k$	účinnost kotle	1
$\eta_m$	mechanická účinnost turbíny	1
$\eta_{por}$	porovnávací účinnost turbíny	1
$\eta_{t,c}$	celková termická účinnost turbíny	1
$\eta_{t,el}$	přímá účinnost turbíny	1
$\eta_{t,topná}$	účinnost využití topného tepla	1
$t_{chv1}$	teplota chladicí vody na vstupu	$^{\circ}\text{C}$
$t_{chv2}$	teplota chladicí vody na výstupu	$^{\circ}\text{C}$
$t_k$	teplota kondenzátu	$^{\circ}\text{C}$
$t_{up}$	teplota ucpávkové páry	$^{\circ}\text{C}$
$t_{vv}$	teplota vratné vody	$^{\circ}\text{C}$
$\alpha_{chv}$	součinitel přestupu tepla	$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$
$\alpha_p$	součinitel přestupu tepla	$\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$
$\lambda$	tepelná vodivost materiálu	$\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$
$\delta$	vůle v ucpávce	mm

## Seznam indexů

---

<b>Index</b>	<b>Popis</b>
abs	absolutní
č	čerpadlo
el	elektrický
chv	chladící voda
k	kondenzát
nv	napájecí voda
r	roční
t	tepelný
up	ucpávková pára
ven	ventilátor
v	voda
vv	vratná voda
I	investice
P	provoz

## Seznam zkratek

---

DN	jmenovitý průměr
GO	generální oprava
NN	napájecí nádrž
PN	jmenovitý tlak
ŠO	špičkový ohřívák
TČA	Teplárna Československé armády
TKV	Teplárna Karviná
TG	turbogenerátor
ZO	základní ohřívák

## 1. Úvod

Téma bakalářské práce bylo zvoleno proto, že v posledních několika letech provozu TČA byla řešena problematika vnikání vody do olejového systému turbíny. Jednalo se o zkondenzovanou vodu, která prošla labyrintovými ucpávkami a přes olejové ucpávky se dostala do oleje. Jedním ze závěrů bylo doporučení instalace kondenzátoru ucpávkové páry, který má zlepšit odsávání páry, která projde labyrintovými ucpávkami. Tím se zmenší možné množství vody, která se může dostat do oleje a hlavně se plně využije teplo, které uniká do atmosféry a nepřináší žádný ekonomický efekt.

Bakalářská práce v úvodní části popisuje vzniklý problém včetně již provedených opatření. V teoretické části popisuje protitlakovou turbínu, ucpávkový systém a kondenzátory. Dále popisuje teplárnu včetně její historie, turbínu, stávající systém ucpávkové páry. Hlavním cílem je návrh kondenzátoru ucpávkové páry. V závěru provedu ekonomické vyhodnocení provedeného návrhu.

## 2. Řešení pronikání kondenzátu do oleje [14]

V roce 2010 zaznamenala obsluha turbíny, která provádí pravidelné odpouštění vody z olejové nádrže zvýšené množství vody v oleji, které dosahovalo 6 až 7 litrů vody za směnu tj. 8 hodin. Zhoršovala se kvalita oleje, docházelo ke vzniku slizu, který následně ucpával jemné sítko elektrohydraulického převodníku a docházelo k poruše regulace turbíny a k její odstavení.

Odzkoušeli jsme těsnost chladičů oleje. Následně byli pozváni zkušení odborníci firmy Siemens, kteří provedli šetření a zjistili, že voda se dostává do oleje z parních ucpávek přes olejové ucpávky.

Jako prvotní opatření jsme provedli vyřezání plechového krytu turbíny kolem předních a zadních ucpávek a upravili odstříkovací kroužky mezi parními a olejovými ucpávkami. Otevřely se úplně armatury z vnějších i vnitřních ucpávek do výfukových potrubí.

Po tomto zásahu kleslo množství vypouštěné vody na 0,3 až 0,7 litrů za směnu, množství zřejmě závisí na tlaku v protitlaku. Po těchto zásazích se obsah vody udržoval v povolených mezích normy, nicméně k uniku páry docházelo nadále, hlavně kolem upraveného plechování turbíny.

V odstávce v roce 2011 jsme pokračovali ve zjišťování příčin zvýšeného úniku ucpávkové páry labyrintovými ucpávkami. Byla provedena kontrola stavu ložisek, olejových ucpávek a kontrola vůlí parních ucpávek bez otevření skříně turbíny.

Výsledky této kontroly:

- nadměrně opotřebené přední ložisko generátoru
- vůle olejových ucpávek byly v pořádku
- vůle parních ucpávek měly zvětšené hodnoty oproti poslední GO, vpředu dvojnásobně (cca 0,9 mm), vzadu trojnásobně (cca 1,3 mm).

Závěrem bylo, že došlo k opotřebení ucpávkových břitů zvednutím skříně vůči rotoru nadměrnou silou od základního ohříváku umístěného pod turbínou.

Poslední GO turbíny proběhla v roce 2007, kde kromě hlavního bodu výměny lopatek, proběhla oprava parních labyrintových ucpávek a vyměnily se břity. Ve zprávě o provedené opravě jsou uvedeny naměřené vůle přední a zadní ucpávky 0,5 mm, vůle ucpávky vyrovnávacího pístu 0,8 mm.

Následně jsme zjišťovali příčiny zvednutí skříně turbíny se závěrem nevhodného uložení základního ohříváku na pružinách, kde kromě teplotních dilatací muselo dojít k silovým účinkům dalších připojených potrubí nebo váznutím výměníku ve vedení.

Závěrečné doporučení:

- oprava labyrintových ucpávek výměnou břitů na rotoru a ucpávkových kroužků
- instalace vlnovcových kompenzátorů mezi turbínu a výměník
- instalace kondenzátoru ucpávkové páry po ekonomickém vyhodnocení

Jelikož oprava labyrintových ucpávek vyžaduje otevření turbíny, které je finančně náročné neplánujeme v nejbližší době tuto opravu. Ve finančním plánu oprav je GO TG 4 až v roce 2022. Instalace vlnovcových kompenzátorů DN 600 jsme provedli naší údržbou v roce 2012. Po provedení výpočtu návratnosti investiční akce instalace kondenzátoru ucpávkových par, jsme ji zavedli do plánu investic.

### 3. Protitlakové turbíny

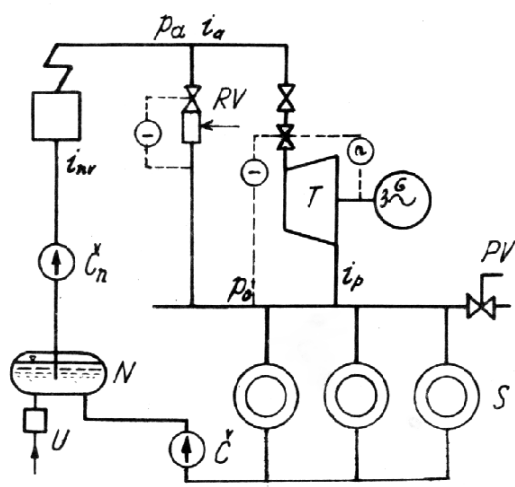
#### 3.1 Princip turbíny [1]

Pára z parního kotle se přivádí do rozváděcího ústrojí, kde se část její entalpie při expanzi mění na energii kinetickou. Z rozváděcího ústrojí proudí pára do vhodně zakřivených kanálů rotoru. Změnou hybnosti proudů vzniká síla na obvodu rotoru a jí vyvozený krouticí moment koná při současném otáčení kola mechanickou práci.

#### 3.2 Protitlaková parní turbína [1]

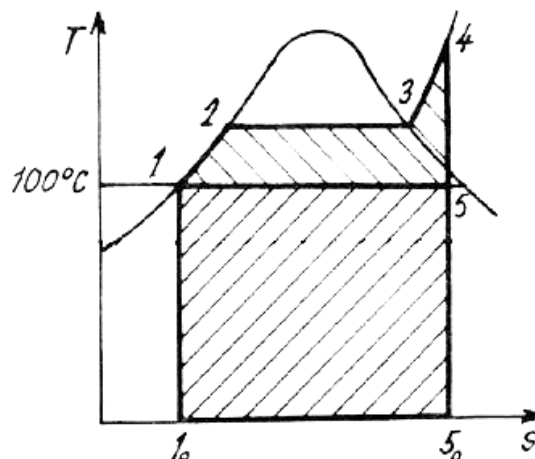
Aby bylo možné využít výstupní teplo z oběhu pro technologický proces nebo vytápění, je nutné použít vyšší teploty výstupní páry, a tím se zvýší i odváděné teplo. Takový oběh se nazývá protitlakový (obr. č. 3.1) a příslušná parní turbína protitlaková.

Přehřátá pára z kotle přichází do protitlakové turbíny, kde expanduje až na konstantní tlak  $p_0$ . Výstupní pára o tlaku  $p_0$  se vede ke spotřebičům, kde pára odevzdává hlavně své kondenzační teplo, to jest při konstantní teplotě, protože přehřátí páry bývá malé. Vzniklým kondenzátem se může opět napájet parní kotel.



- T - turbína
- G - generátor
- S - spotřebiče
- Č - kondenzační čerpadlo
- Č<sub>n</sub> - napájecí čerpadlo
- U - úpravna vody
- N - napájecí nádrž
- RV - redukční stanice
- PV - pojistný ventil

Obr. 3.1: Schéma protitlakového oběhu [1]



Obr. 3.2: T-s diagram protitlakové turbíny [1]

U protitlakového oběhu (obr. 3.2) plocha  $q_e = 1-2-3-4-5-1$  znázorňuje teplo přeměněné na práci. Část tepla využitá k přeměně na mechanickou práci, odpadní teplo znázorňuje plocha  $q_t = 1-5-5_0-1_0-1$ . V kotli přivedené teplo  $q_a = 1_0-1-2-3-4-5-5_0-1_0$ , neuvažujeme-li ztráty, se rozdělí na teplo přeměněné v práci  $q_e$  a teplo k vytápění  $q_t$ .

$$q_a = q_e + q_t \quad [\text{kJ.kg}^{-1}] \quad (3.1)$$

Pak přímá účinnost protitlakového oběhu tj. přeměny tepla na mechanickou práci je definována vztahem (3.2) a je menší než u oběhu kondenzačního.

$$\eta_{t,el} = \frac{q_e}{q_a} \quad [1] \quad (3.2)$$

Zbývá ještě poměrně značná část tepla k přímému použití. Pro účinnost využití tohoto topného tepla platí vztah:

$$\eta_{t,topná} = \frac{q_t}{q_a} \quad [1] \quad (3.3)$$

Celková termická účinnost protitlakového cyklu beze ztrát:

$$\eta_{t,c} = \frac{q_e + q_t}{q_a} \quad [1] \quad (3.4)$$

Ve skutečnosti musíme uvažovat ztráty, tj. účinnost kotle  $\eta_k$ , porovnávací  $\eta_{por}$ , mechanickou účinnost parní turbíny  $\eta_m$ , účinnost alternátoru  $\eta_g$ , vlastní spotřebu a také ztráty při přenosu tepla ke spotřebiteli.

Pro protitlakový oběh bude skutečná měrná spotřeba páry pro výrobu elektrické energie:

$$\dot{m}_p = \frac{1}{(i_a - i_p) * \eta_m * \eta_g} = \frac{1}{H_{ad} * \eta_{por} * \eta_m * \eta_g} \quad [\text{kg.h}^{-1}] \quad (3.5)$$

kde  $i_a$  [ $\text{kJ.kg}^{-1}$ ] je entalpie páry před turbínou a  $i_p$  [ $\text{kJ.kg}^{-1}$ ] je entalpie páry za turbínou. Skutečná měrná spotřeba tepla pro výrobu elektrické energie v protitlakovém provozu:

$$q_{el} = \dot{m}_p * (i_a - i_{nv}) \quad [\text{kJ.h}^{-1}] \quad (3.6)$$

kde  $i_{nv}$  [ $\text{kJ.kg}^{-1}$ ] je entalpie napájecí vody.

Výhoda výroby elektrické energie v protitlakovém oběhu je závislá na společné dodávce elektrického proudu a tepla. Průtok páry turbínou a tím i elektrický výkon je dán spotřebou topné páry, proto musí generátory teplárenských protitlakových turbín pracovat do sítě, která odebírá jejich okamžitý elektrický výkon, který je dán spotřebou topné páry.

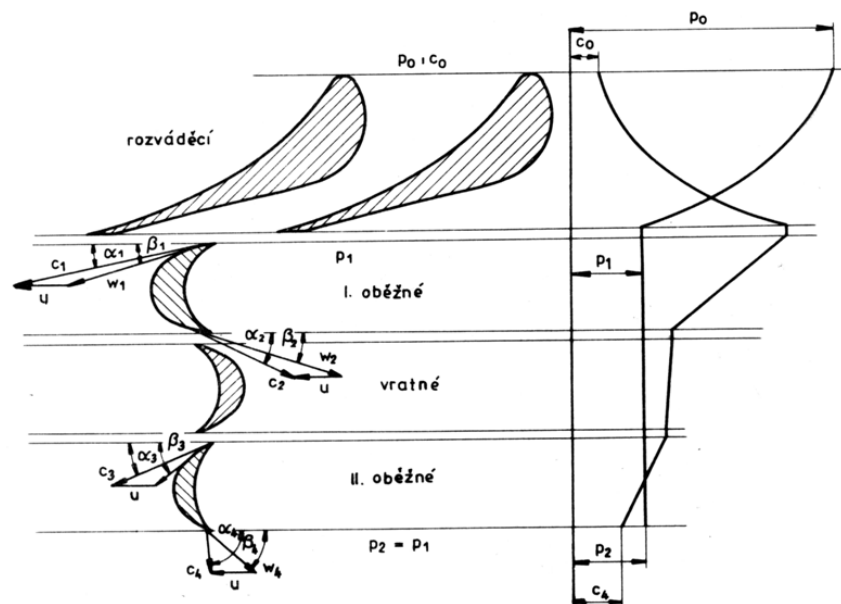
Zajištění spotřeby topné páry je prvořadé, proto je do schématu protitlakového zařízení (obr. 3.1) zařazena redukční stanice, která pracuje v těch případech, kdy spotřeba topné páry stoupne nad hlnost protitlakové turbíny a při jejích poruchách. Redukční stanice nejen sníží tlak vstupní páry na hodnoty protitlaku, ale také ji ochladí nástřikem vody na stejnou teplotu, jakou má výstupní pára z protitlakové turbíny na ohřívač topné vody.

### 3.3 Curtisův stupeň [1]

Curtisův stupeň (C-kolo) je rovnotlaký turbínový stupeň, u kterého můžeme zpracovávat velký tepelný spád do  $500 \text{ kJ.kg}^{-1}$ . Dosáhneme to tím, že velkou výstupní rychlost z první oběžné mříže zachytíme pevnou mříží vratnou a otočíme ji do druhé oběžné mříže, kde odevzdá část své kinetické energie.

Rozvinutý válcový řez lopatkováním Curtisova stupně (obr. 3.3), kde jsou zobrazeny průběhy tlaků a rychlostí. Rychlostní trojúhelník pro první mříž oběžných lopatek odpovídá poměrům u rovnotlakého stupně jednověncového až na vysokou výstupní rychlost, kterou obrátíme vratnou mříží. Vratné lopatky jsou pevné, nemají rychlostní trojúhelník a nedochází k expanzi. Pára proudí do druhé mříže oběžných lopatek, upevněných na tom samém kole. Absolutní výstupní rychlost je malá.





Obr. 3.3: Rozvinutý válcový řez lopatkováním Curtisova kola [1]

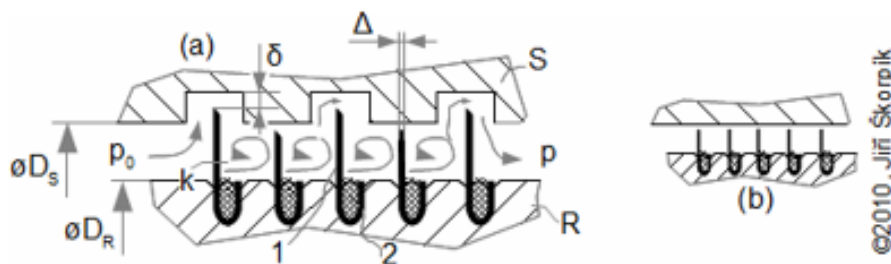
Dvouvěncové Curtisovo kolo zpracuje 3x větší tepelný spád než rovnotlaký stupeň při stejné účinnosti. Jestliže je nutno zpracovat ještě větších tepelných spádů v jednostupňové turbíně používá se Curtisovo kolo třívěncové.

#### 4. Ucpávky [2,3]

Pro utěsnění skříní parních turbín v místě průchodu rotoru vůči atmosféře i pro vzájemné těsnění vnitřních prostorů s rozdílným tlakem páry se používá výhradně bezdotykových labyrintových ucpávek (obr. 4.1). Je to nezbytné s ohledem na vysoké rychlosti rotoru a vysoké teploty pracovní látky. Labyrintová ucpávka je vytvořena řadou úzkých mezer (vůle mezi rotorem a statorem  $\delta$  [mm]) vytvořených břitů, za nimiž následují rozšířené komůrky.

Konstrukce:

- (a) pravý labyrint
- (b) nepravý labyrint



Obr. 4.1: Princip labyrintové ucpávky [3]

Složení: 1 - břit z tenkého plechu, 2 – temovací drát, S – stator, R - rotor

V mezeře vznikne velká rychlost protékajícího media a v následující komůrce se kinetická energie proudu změní vířením v teplo. Mezi dvěma sousedními komůrkami nastane pokles tlaku, zatímco při dokonalé přeměně kinetické energie na tepelnou se entalpie vrátí na původní hodnotu. Podmínkou k tomu je, aby rychlost vznikající v mezeře nebyla ani částečně využita v následující mezeře. K tomu postačí komůrky o hloubce 3 až 5 mm, ale minimálně 3,δ, a s nejmenší roztečí 5 až 7 mm. Obvykle bývá rozteč břitů větší, protože dále závisí na konstrukci a technologických možnostech a na axiálním posuvu rotoru vůči statoru v místě ucpávky. Největší rozdíly axiální polohy statoru a rotoru nastávají obvykle při spouštění a jsou tím větší, čím je ucpávka vzdálenější od axiálního ložiska.

Vůle v labyrintové ucpávce δ má být z hlediska průtoku co nejmenší, z hlediska spolehlivosti stroje co největší. Nejdůležitější vlivy na stanovení velikosti vůle v labyrintové ucpávce jsou:

- deformace statoru
- rozkmitání rotoru
- výrobní tolerance

Doporučovaná vůle je podle vztahu:

$$\delta = 0,25 + k_m * \frac{d}{1000} \quad [\text{mm}] \quad (4.1)$$

kde: d je průměr rotoru [mm]

koeficient  $k_m = 0,85$  pro feritické materiály [1]

koeficient  $k_m = 1,3$  pro austenitické materiály [1]

Vyskytují se různé konstrukce břitů. Jsou vytvořeny například z plechu, který je zatemován nejčastěji do rotoru. Břity také mohou být vysoustruženy přímo v hřídeli, mohou být na prstencích, které se připevňují na hřídel nebo dělené prstence připevňované na stator. Materiál břitu bývá vždy horší než materiál protistěny, o kterou během provozu může z různých důvodů zavadit. Pokud je totiž břit z horšího materiálu tak se třením o protistěnu z tvrdšího materiálu "obrousí" a nemusí tak dojít k nehodě respektive k zadření hřídele nebo k poškození statoru - stačí vyměnit břit. Břity mohou mít i povlak z velmi měkkého materiálu. Mezera mezi břitem a protistěnou se pohybuje (při provozu) v řádech desetin mm.

## 5. Kondenzace [4]

Teplo se odvádí ve výměníku, tzv. kondenzátoru, kde pára vyfukovaná z turbíny při teoreticky konstantním tlaku a teplotě převádí zbytek svého výparného tepla chladicímu mediu a kondenzuje.

Ve snaze o dosažení co nejmenší spotřeby tepla na vyrobenou kilowatthodinu jsou pomocná zařízení důležitou součástí turbosoustrojí, které mají velký vliv na jeho hospodárnost.

Jsou to požadavky:

- na čistotu kondenzátu, aby mohl být bez úpravy použit pro napájení kotlů.
- zamezení podchlazení kondenzátu
- maximální podchlazení parovzdušné směsi odsávané z kondenzátoru
- možnost zavádění páry z expandérů, a parovzdušné směsi a kondenzátu z regeneračního systému.

Teplo z kondenzující páry se odvádí do chladicího média přímým stykem obou prostředí (směšovací kondenzace), nebo prostřednictvím teplosměnné plochy, na jejímž povrchu pára kondenzuje (povrchová kondenzace). Protože se žádá, aby bylo možno použít kondenzátu bez jakékoli úpravy jako napájecí vodu pro kotel, nelze použít směšovacích kondenzátorů, protože by se kondenzát znehodnocoval chladicí vodou.

Základním typem je kondenzátor povrchový. Teplosměnnou plochu tvoří systémem trubek, jimiž proudí chladicí voda a na jejich vnějším povrchu pára kondenzuje. Povrchové kondenzátory rozdělujeme podle počtu tahů na jednotahové a vícetahové, podle provedení na normální (nedělené) a dělené na vodní straně pro čištění za provozu, podle druhu chladicí vody a podle polohy osy trubkového svazku na horizontální a vertikální.

### 5.1 Výpočet kondenzátoru

Pára vstupující do kondenzátoru kondenzuje při styku s chladnou plochou trubek. Zanedbáme-li vliv hydraulických odporů příčného proudění páry trubkovým svazkem (parní odpor kondenzátoru) a přítomnost nekondenzovatelných plynů lze předpokládat, že tento fyzikální proces probíhá za konstantního tlaku, a pára vstupující do kondenzátoru je téměř vždy vlhká, tedy i za konstantní teploty.

Určení velikosti teplosměnné plochy kondenzátoru  $S$  [ $\text{m}^2$ ] závisí na množství sdíleného tepla  $\dot{Q}$  [W]. Předpokládáme-li, že se do okolí neodvádí z kondenzátoru žádné teplo, pak množství sdíleného tepla je dáno hmotnostním tokem kondenzující páry  $\dot{m}_p$  [ $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ ] a rozdílem entalpií páry  $i_p$  [ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ] a kondenzátu  $i_k$  [ $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ]. Entalpii kondenzátu vyjádříme jako:

$$i_k = c_p * t_k \quad [\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}] \quad (5.1)$$

Pak je množství tepla odvedeného páře v kondenzátu dané vztahem:

$$\dot{Q} = \dot{m}_p * (i_p - c_p * t_k) \quad [\text{W}] \quad (5.2)$$

Toto teplo je odváděno chladicí vodou. Je-li  $t_{chv1}$  teplota chladicí vody na vstupu a  $t_{chv2}$  na výstupu z kondenzátoru v °C, je rovnice pro tepelnou rovnováhu:

$$\dot{Q} = \dot{m}_p * (i_p - c_p * t_k) = \dot{m}_{chv} * c_p * (t_{chv2} - t_{chv1}) \quad [\text{W}] \quad (5.3)$$

V rovnici tepelné rovnováhy jsou neznámé  $t_{chv2}$  a  $t_k$ . Pro řešení této rovnice je třeba znát ještě rovnici pro přestup tepla:

$$\dot{Q} = S * k * \Delta t_{log} \quad [\text{W}] \quad (5.4)$$

$$\text{kde} \quad \Delta t_{log} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad [^\circ\text{C}] \quad (5.5)$$

je tzv. střední logaritmický teplotní rozdíl,  $\Delta t_1$  teplotní rozdíl mezi teplotou kondenzující páry a teplotou vstupní chladicí vody,  $\Delta t_2$  je rozdíl teploty kondenzátu a teploty výstupní chladicí vody a  $k$  [ $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ ] je součinitel prostupu tepla.

Řešením těchto rovnic dostaneme:

$$\ln \frac{t_k - t_{chv1}}{t_k - t_{chv2}} = \frac{S * k}{c_p * \dot{m}_{chv}} \quad (5.6)$$

Z rovnic 5.3 a 5.6 se určí neznámé teploty  $t_k$  a  $t_{chv2}$ .

Součinitel prostupu tepla  $k$  se obvykle vztahuje na vnější povrch trubek. Jeho velikost lze teoreticky určit ze středních hodnot součinitelů přestupu tepla na vodní straně  $\alpha_{chv}$  a parní straně  $\alpha_p$ , udávaných obvykle jako funkce bezrozměrných podobnostních čísel a z tepelné vodivosti materiálu trubek  $\lambda$  [ $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ]:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{chv}} * \frac{r_1}{r_2} + \frac{r_1}{\lambda} * \ln \frac{r_1}{r_2} + \frac{1}{\alpha_p}} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (5.7)$$

kde  $r_1$  [m] značí vnější a  $r_2$  [m] vnitřní poloměr trubky.

V praxi se však ukazuje, že skutečné naměřené hodnoty součinitele prostupu tepla se často liší od hodnot vypočítaných, protože ve vzorci nelze vzít v úvahu všechny faktory, které ovlivňují velikost součinitele prostupu tepla  $k$ . Proto, se kondenzátory důkladně proměřují a výsledky se zpracovávají do diagramu nebo do empirických vzorců.

## 6. Teplárna Československé armády

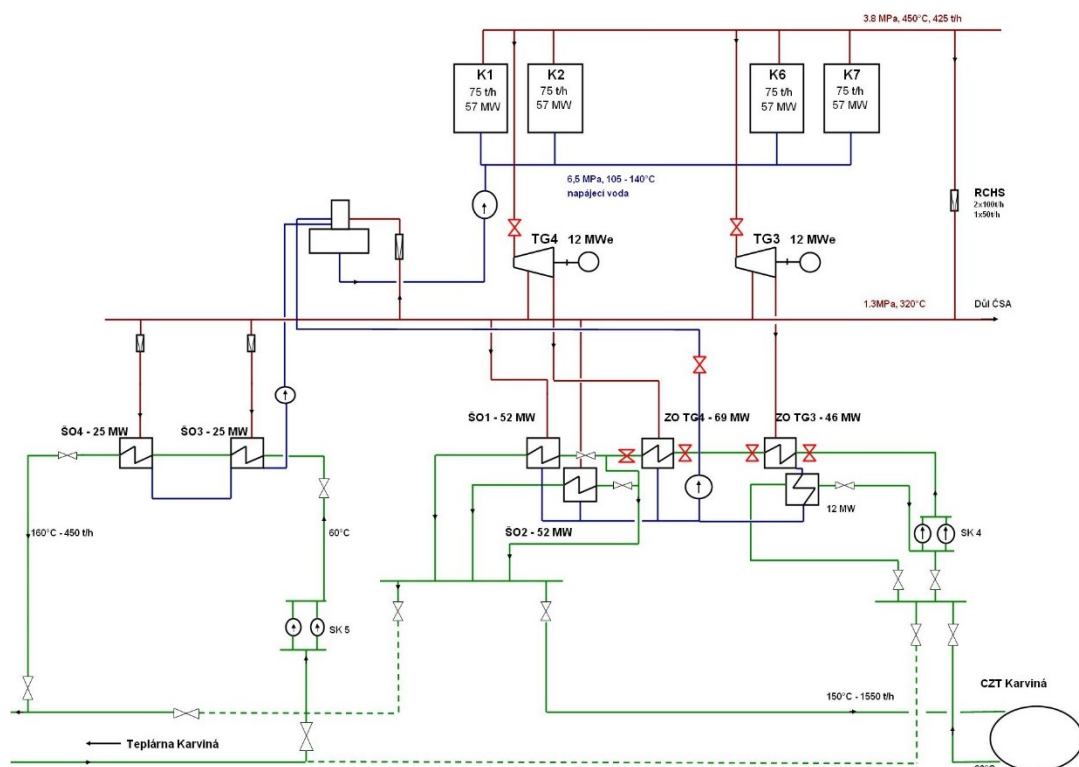
### 6.1 Popis teplárny

Teplárna Československé armády (TČA – obr. 6.1), jejímž majitelem je Dalkia ČR, je zařazena do organizační jednotky Region Východní Morava - Závod výroby. Zajišťuje výrobu tepla a distribuci pro města Karviná a částečně i pro Havířov a výrobu elektřiny. Dále zajišťuje přímé dodávky tepla a úpravu vody pro zařízení na výrobu chladu pro Důl Československé armády.



Obr. 6.1: Teplárna Československé armády

TČA je tepelný zdroj, kde mimo výroby hlavního produktu tj. tepelné energie pro vytápění je vyráběna i elektrická energie. Teplárna se skládá ze čtyř bloků pro výrobu tepla (práškových kotlů na černé uhlí, zemní a degazační plyn) s tepelným výkonem  $4 \times 57 \text{ MW}_t$ . Ve strojovně TČA je na společné parní sběrně instalováno turbosoustrojí TG3 a TG4 o výkonu  $2 \times 12 \text{ MW}_e$ .



Obr. 6.2: Tepelné schéma TČA

## 6.2 Historie [5]

Počátek historie je datován do roku 1902, kdy byl na jámě Jan postaven plynový čtyřválcový čtyřtaktí motor 420 kW na koksárenský plyn s alternátorem 3 kV a 30 Hz střídavého proudu. Stejně hodnoty měly i alternátory dvou parních strojů o výkonech 520 kW, postavené v letech 1903 a 1904. V roce 1905 zde přibyl další plynový motor 520 kW a v roce 1907 pak turbína 1 MW. V kotelně vytápěné uhlím a koksárenským plynem bylo šest kotlů o parametrech páry 1,2 MPa a 350 °C, později doplněných o další dva. Tato „centrála 1“ byla udržována v provozu do roku 1925, kdy došlo k její likvidaci.

Nová strojovna nazývaná „centrála 2“, byla postavena na ochranném pilíři jámy Jan. Zde byla postupně instalována turbosoustrojí o parametrech 3 MW, 3 kV a 30 Hz v roce 1910, 3 MW, 5 kV a 50 Hz v roce 1919, 3 MW, 5 kV a 50 Hz v roce 1920 a konečně v roce 1934, po likvidovaném prvním soustrojí z roku 1910, nové soustrojí o výkonu 6 MW. Ve strojovně pracovaly rovněž dva turbokompresory po 10 000 m<sup>3</sup>.h<sup>-1</sup> pro potřeby dolu. „Centrála 2“ využívala výfukovou páru dvou těžních strojů a kompresorů a pára 1,2 MPa a 300 °C byla vyráběna v původní kotelně, kterou rozšířili na osm kotlů. Po druhé světové válce byl provoz „centrály 2“ postupně likvidován a definitivně skončil v roce 1955.

Příprava nové elektrárny započala během války. Parametry této elektrárny, která dostala jméno Elektrárna President Beneš, byly 4,9 MPa a 435 °C. Postupně zde

postavili a uvedli do provozu roštové kotle K4 (1948) a K3 (1949) o výkonu  $50 \text{ t.h}^{-1}$  každý, granulační kotle K1, K2 (1952) a K5 (1955) o výkonu  $75 \text{ t.h}^{-1}$ , a granulační kotle K6 (1967) a K7 (1969) o výkonu  $75 \text{ t.h}^{-1}$  na spalování proplásku. Ve strojovně byla postavena kondenzační soustrojí TG 1 o výkonu 12 MW (1950), kondenzační soustrojí TG 2 o výkonu 25,5 MW (1954), protitlakové soustrojí TG 3 o výkonu 12 MW (1966) a protitlakové soustrojí TG 4 o výkonu 12 MW (1966). Pro potřeby dolu postavili ve společné strojovně tři turbokompresory po  $60\,000 \text{ m}^3.\text{h}^{-1}$ , TBK1 (1949), TBK2 (1950) a TBK3 (1956).

V roce 1951 byla elektrárna přejmenována na Elektrárnu Československé armády. Elektrárna, která od svého počátku představovala dodávkami elektřiny, páry a stlačeného vzduchu energetický zdroj pro sousední důl a koksovnu, se časem stala základním zdrojem tepla pro město Karviná, což plně respektovala i koncepce rozvoje elektrárny přechodem na teplárenský provoz. Byly zlikvidovány soustrojí TG 1 a TG 2.

Přechod na teplárenský provoz přinesl i podstatné zhospodárnění výroby. Jako ve všech elektrárnách postavených v této době, bylo i zde nutno provést celou řadu racionalizačních, technických a ekologických úprav a opatření. Jednalo se zejména o rekonstrukci odprášení, zrušení nízkých plechových komínů a stavba nového železobetonového komínu, nového zauhlování a odstruskování, měření a regulace s centrálním řízením a další úpravy.

Se vznikem státního podniku Teplárny Karviná dostala elektrárna nové jméno odpovídající jejímu technickému a provoznímu charakteru – Teplárna Československé Armády. Teplárna dodává teplo pro město Karviná a provozuje i předávací stanice včetně sekundárních rozvodů.

V rámci dokončení projektu „Modernizace Tepláren Karviná“ přešla TČA do špičkového režimu, kdy je provozována jen v topném období. Za tímto účelem byla z Teplárny Karviná (TKV) přenesena a zrekonstruována výměňková stanice na výkon 50 MW. V letním období zajišťuje dodávky tepla do města Karviná zdroj TKV, prostřednictvím nově vybudované propojky 2 x DN 600 mezi zdroji TČA a TKV.

V roce 1999 došlo k výměně vlastníků a začlenění do společnosti Dalkia Česká republika, a.s., TČA je po organizačních změnách v roce 2012 součástí Regionu Východní Morava společně s TKV, TFM (Teplárna Frýdek-Místek) a ZDS (Závod Distribuce a služeb).

## 7. Turbína TG 4

Turbína TG 4 (obr. 7.1) je protitlaková s neregulovaným odběrem. Je umístěna ve strojovně na kótě 7,5 m společně s turbínou TG 3. Obě turbíny mají výkon 12 MW, hlavní parametry turbíny jsou uvedeny v kapitole 7.1.



Obr. 7.1: Turbína TG 4

### 7.1 Parametry turbíny [6]

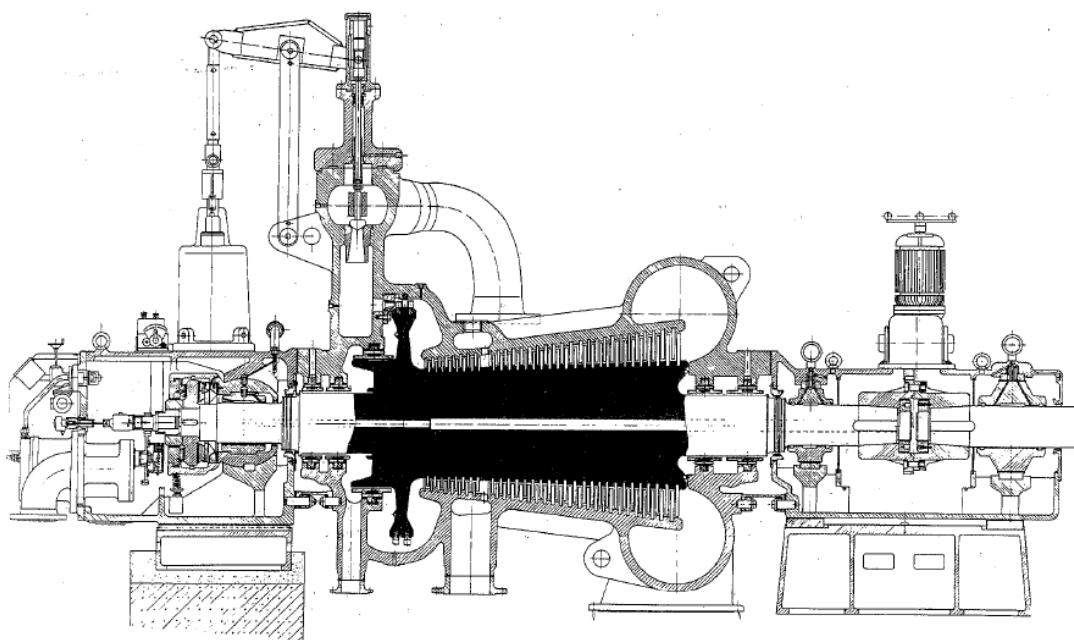
Výrobní číslo	4431
Typ	R12-36/25
Rok výroby	1967
Výrobce	První brněnská strojárna
Počet provozních hodin k 31. 12. 2013	243 754 hodin
Průměrný roční provoz za posledních 5let	4307 hodin
Jmenovitý výkon na svorkách alternátoru při $\cos \varphi = 0,8$	12 000 kW
Ekonomický výkon	12 000 kW
Počet otáček turbíny	3 000 ot.min <sup>-1</sup>
Jmenovitý tlak na spouštěcím ventilu	3,6 MPa <sub>abs</sub>
Jmenovitá teplota páry na spouštěcím ventilu	435 °C
Jmenovitý protitlak	0,25 MPa <sub>abs</sub>
Přestavitelnost protitlaku	0,08 – 0,25 MPa <sub>abs</sub>
Tlak páry neregulovaného odběru	max. 0,6 MPa <sub>abs</sub>
Množství neregulovaného odběru	15 t.h <sup>-1</sup>
Maximální hlnost turbíny	98 t.h <sup>-1</sup>
Kritické otáčky rotoru turbíny	3 850 – 4 000 ot.min <sup>-1</sup>



Počet regulačních ventilů	6 ks
Maximální tlak za C–kolem	2,3 MPa <sub>abs</sub>
Počet chladičů oleje	2 ks
Obsah olejové nádrže	5 000 l

## 7.2 Základní popis zařízení turbíny a její funkce [6]

Turbína je jednotělesová přetlakového systému s Curtisovým kolem jako regulačním stupněm (obr. 7.2). Je opatřena neregulovaným odběrem páry, který je vyveden za 10. stupněm s maximálním odběrem 15 t.h<sup>-1</sup>. Směr otáčení rotoru je ve směru pohybu hodinových ručiček, díváme-li se v ose turbíny ke generátoru.



Obr. 7.2: Řez turbínou TG 4 [7]

Stator je proveden ze speciální oceli a je dělen vodorovnou rovinou. Uložení statoru dovoluje volné roztahování teplem. Rotor plný a je vykován ze speciální legované oceli, lopatkování je provedeno s výztuží bez bandáže až na regulační stupeň. Lopatky jsou provedeny ze speciální legované ocele. Rotor je uložen ve dvou radiálních ložiscích s tlakovým mazáním a osová síla je zachycena oboustranným axiálním ložiskem. Rotor je staticky i dynamicky vyvážen a jeho kritické otáčky jsou cca o 20 % vyšší než provozní.

Dýzové regulační ventily jsou uloženy ve ventilové skříni a jsou spřaženy na společném příčnicku, který je ovládán servomotorem umístěným na víku ložiskového stojanu.

Turbína je opatřena natáčecím zařízením s převodem, které se uvádí do provozu před najížděním turbíny, k promazání ložisek a po jejím odstavení za účelem rovnoměrného vychlazení a tím k zamezení prohnutí rotoru.

Pára je na vstupu do turbíny přiváděna 6 dýzovými (regulačními) ventily na C-kolo. Při uzavření jsou přitlačovány do sedel difuzoru vlastní vahou a tlakem páry. Jsou uloženy ve ventilové skříni a uspořádané na společném příčniku (regulačním trámci), který je ovládán servomotorem umístěným na předním víku ložiskového stojanu. Zdvihy jednotlivých ventilů jsou nastaveny maticemi tak, že následující ventil začíná otevírat až tehdy, když předcházející ventil dosáhl plného otevření.

Spouštění nebo odstavení stroje se děje pomocí spouštěcího rychlouzavíracího ventilu, který je jednosedlový, talířový. Je opatřen pomocným ventilem, který je dimenzován na množství páry potřebné pro běh turbíny na prázdno. Při spouštění je otevírán nejprve pomocný ventil, který propustí tolik páry, aby turbína dosáhla asi  $3\,000\text{ ot.min}^{-1}$ . Pod těmito otáčkami zabírá regulace. Rychlostní regulátor uzavře dýzové ventily a tlak před a za spouštěcím ventilem se vyrovná.

Pohon spouštěcího ventilu je hydraulický, ventil se otevírá tlakem regulačního oleje na píst servomotoru. Uzavírá se tlakem pružiny automaticky vždy, jakmile poklesne tlak regulačního oleje pod pístem.

Z bezpečnostních důvodů jsou na turbíně instalovány dva mechanické pojistné regulátory, a další dva elektronické, aby v případě selhání mechanických pojistných regulátorů, nemohlo dojít k překročení povolených otáček stroje.

Výstupní pára z turbíny je odváděna přes hrdlo do základního ohříváku, kde je využívána k ohřevu oběhové vody pro město Karviná. Výkon turbíny byl limitován maximálním teplotním rozdílem  $30\text{ °C}$  na vstupu a výstupu z ohříváku. V rámci modernizace se vyvedla část výstupní páry z TG 4, přes propoj do ŠO 3, který je v okruhu topné vody nové výměňkové stanice pro město Havířov a pro termické odplynění NN. Tímto se zvýšila výroba elektrické energie na TG 4 a výroba tepla v ŠO 3 je z větší účinností, jelikož se předtím prováděl ohřev parou, která byla redukována a chlazená.

Při hledání dalších možných úspor a způsobu jak zvýšit výrobu elektrické energie došlo k využití neregulovaných odběrů z TG 3 a TG 4, které se nevyužívaly. Při zkoušení těchto odběrů došlo k navýšení maximálního množství páry udávaných výrobcem z původních  $8\text{ t.h}^{-1}$  na současných  $15\text{ t.h}^{-1}$ .

### 7.3 Ucpávkový systém

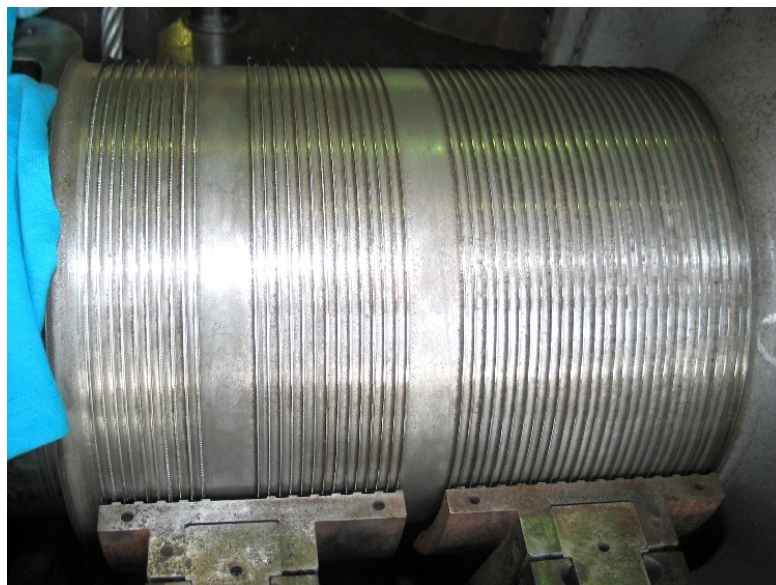
Ucpávky jsou labyrintové, více břitové. Je použito ucpávek s tzv. hradbami, tj. s pravidelně se střídajícími břitů o větší a menší délce (obr. 4.1a).

Pára, která projde vnitřními ucpávkami z přední a zadní části turbíny je vyvedena potrubím průměru DN 65 do společného potrubí DN 100 a je vedena samostatným potrubím na střechnu strojovny.

Část této páry dále prochází vnějšími ucpávkami, kde po cca 60 % délky ucpávky jsou vývody vnějších ucpávek, které samostatnými potrubími DN 100 a DN 125 jsou také vyvedeny na střechnu. Zbývajících 40 % délky ucpávek slouží k dotěsnění uniku páry do okolí turbíny. Z měření (tab. 9.2) vychází, že množství ucpávkové páry z vnějších ucpávek je cca 20 % množství z vnitřních.

ucpávka	průměr rotoru	počet břitů	vůle
	[mm]	[ks]	[mm]
přední vnitřní	300	36	0,4
přední vnější	300	16+12	0,4
zadní vnitřní	300	28	0,4
zadní vnější	300	14+10	0,4
vyrovnávacího pístu	640	48	0,7

Tab. 7.1: Rozměry ucpávek



Obr. 7.3: Zadní ucpávky vnější a vnitřní

## 8. Stávající odvod ucpávkové páry

### 8.1 Popis

V současné době jsou ucpávkové páry TG 4 vyvedené přímo na střechu (obr. 8.1) a odvzdušnění ZO TG 3 ke stěně strojovny (obr. 8.2). Stávající zapojení způsobuje:

- ztrátu teplem při odchodu páry do atmosféry
- narušování stěn a střechy objektu vlhkostí odcházející páry
- vnikání vody do oleje

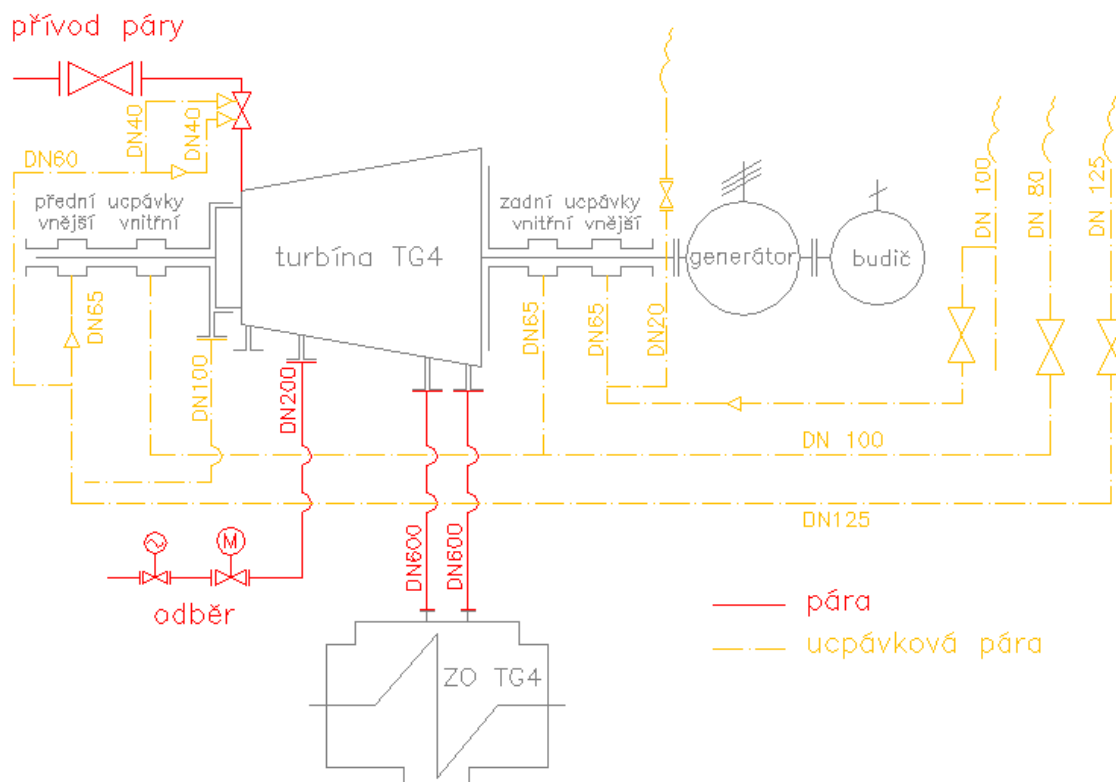


Obr. 8.1: Výfuk odvzdušnění ZO TG3



Obr. 8.2: Výfuk ucpávkové páry TG 4

### 8.2 Schéma



Obr. 8.3: Schéma původního zapojení

## 9. Měření množství ucpávkové páry na TG 4

Pro zjištění množství páry z ucpávek TG 4 bylo provedeno orientační měření.

### 9.1 Popis měření [8]

Měření množství ucpávkových par se uskutečnilo dne 2. 12. 2009. Měření bylo provedeno pomocí anemometru AHLBORN ALMEMO 2590 se sondou FVA915-S140. Měření proběhlo v rámci přípravy projektu Odplynění vysokotlakých nádrží na vedlejší Teplárně Karviná.

### 9.2 Parametry měření

Výkon turbíny		8,47 MW
Vstupní pára	Teplota	447 °C
	Tlak	3,87 MPa <sub>abs</sub>
	Hmotnostní tok	60,4 t.h <sup>-1</sup>

Tab. 9.1: Parametry turbíny při měření

### 9.3 Naměřené hodnoty [8]

Měřené místo	Průměr potrubí	Rychlost proudění	Hmotnostní tok	Entalpie	Množství tepla
	[mm]	[m.s <sup>-1</sup> ]	[kg.h <sup>-1</sup> ]	[kJ.kg <sup>-1</sup> ]	[MJ.h <sup>-1</sup> ]
Vnější ucpávky - přední část	125	0,55	15	2675	40,1
Vnější ucpávky - zadní část	100	0,93	16	2675	42,8
Vnitřní ucpávky	100	8,89	150	2675	401,2

Tab. 9.2: Naměřené hodnoty [8]

Naměřené hodnoty byly jedním z podkladů pro určení hmotnostního toku ucpávkové páry. Mezi měřením a vlastním určením hmotnostního toku ucpávkové páry do kondenzátoru došlo během čtyř let k viditelnému navýšení množství unikající páry. Po provedení kvalifikovaného odhadu a s přičtením předpokládaného množství páry z odvzdušnění ZO TG 3 budu počítat s hmotnostním tokem ucpávkové páry  $\dot{m}_{up} = 300 \text{ kg.h}^{-1}$ .

## 10. Návrh kondenzátoru ucpávkových par

### 10.1 Popis stávajícího stavu

Turbína TG 3 je provozována s tlakem na výstupu přibližně stejným jako tlak vzduchu v okolí (od mírného podtlaku až do přetlaku za turbínou tj. 0,12 MPa<sub>abs</sub>, teplota je 120 °C). Tímto dochází k mírnému zavzdušňování základního ohříváku. Obsluha řeší situaci tak, že ručně pootevře odvzdušnění ZO TG 3, které je vyvedeno přes stěnu strojovny.

Turbína TG 4 je provozována s tlakem páry na výstupu značně vyšším než tlak okolí (tlak páry v protitlaku - za turbínou je cca 0,17 MPa<sub>abs</sub>, teplota je 170 °C). Tímto dochází k úniku ucpávkových par z ucpávek, jak vnitřních tak i vnějších. Tlak a tím i množství páry z vnitřních ucpávek je vyšší než množství z ucpávek vnějších. Pára z ucpávek je odváděna potrubím přes stěnu kotelny na střechu strojovny.

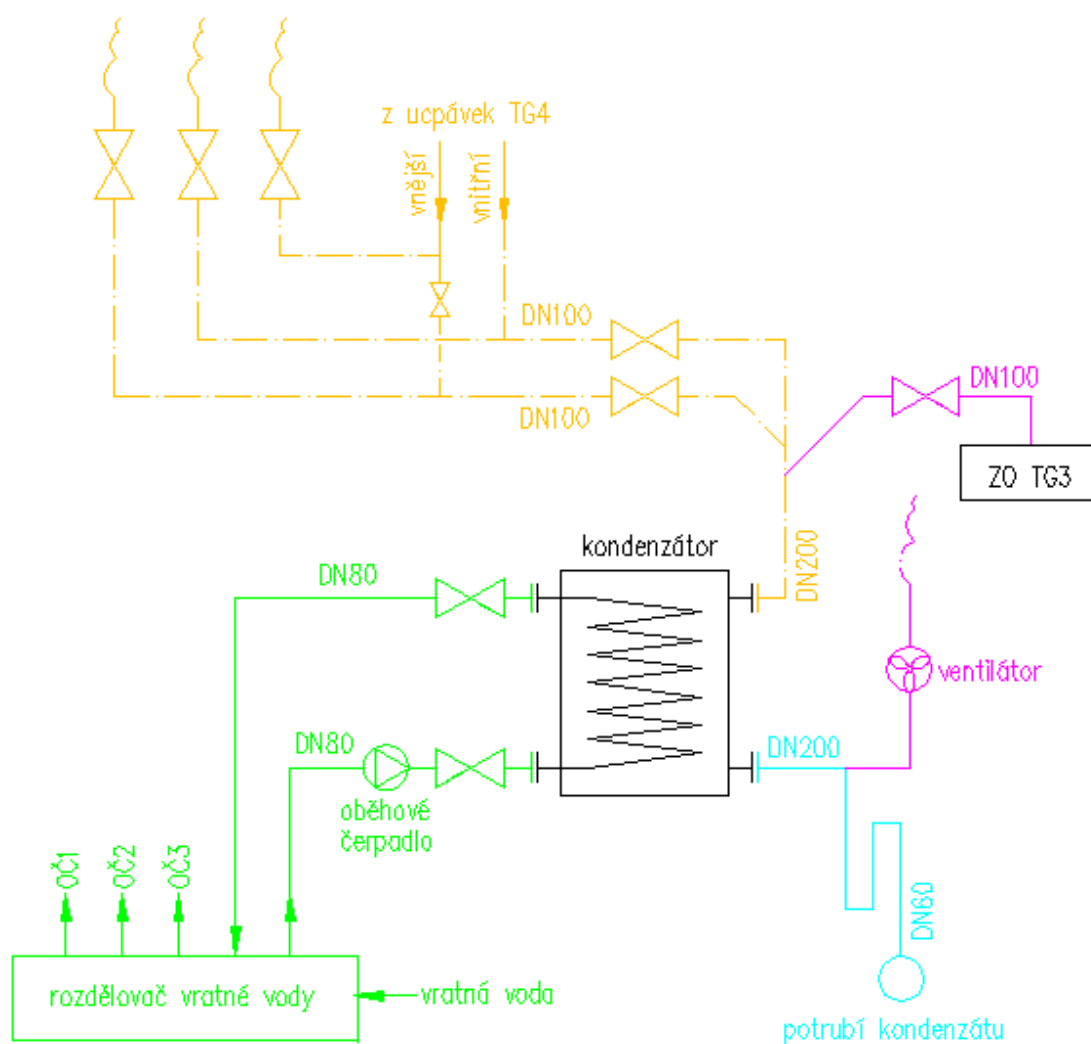
### 10.2 Popis navrhovaného stavu

Do prostoru mezi TG 3 a TG 4 v prostoru kóty 0,0 m bude instalován kondenzátor ucpávkových par včetně potřebného příslušenství – uzavírací, regulační, pojistné armatury, měření množství, teploty a tlaku. Bude osazen odsávacím ventilátorem, který bude vytvářet v kondenzátoru i v přívodním potrubí mírný podtlak a tím zlepšit odsávání ucpávkových par.

Vstup do výměníku bude ve tvaru ejektoru, kde ucpávková pára vnitřních ucpávek TG 4 (vyšší tlak) bude hnací silou pro odsávání ucpávkové páry vnějších ucpávek TG 4 (nižší tlak) a odvzdušnění ZO TG 3.

Jako chladicí medium se použije oběhová voda pro město Karviná (vratná voda z města) o teplotě 60 °C. Pomocí oběhového čerpadla bude voda z rozdělovače vratné vody přivedena ke kondenzátoru a zpět zavedena do toho samého rozdělovače.

### 10.3 Schéma



Obr. 10.1: Schéma navrhovaného stavu

### 10.4 Parametry

veličina	jednotka	ucpávková pára		kondenzát		chladicí voda	
teplota	[°C]	$t_{up}$	170	$t_k$	80	$t_{chv1}$	60
tlak	[MPa <sub>abs</sub> ]	$p_{up}$	0,17	$p_k$	0,1	$p_{chv}$	0,5
hmotnostní tok	[kg.h <sup>-1</sup> ]	$\dot{m}_{up}$	300	$\dot{m}_k$	300	$\dot{m}_{chv}$	28
entalpie	[kJ.kg <sup>-1</sup> ]	$i_{up}$	2810	$i_k$	335	$i_{chv}$	252

Tab. 10.1: Parametry medii

## 10.5 Výpočet výměníku

### 10.5.1 Tepelný výkon výměníku

$$P = \dot{m}_{up} * \Delta i = \dot{m}_{up} * (i_{up} - i_k) \quad [\text{kW}] \quad (10.1)$$

$$P = \frac{300}{3600} * (2810 - 335)$$

$$P = 206,25 \text{ kW}$$

$$\text{kde: } \dot{m}_{up} \quad \dots \text{ hmotnostní tok ucp. páry (z tab. 10.1)} \quad [\text{kg.h}^{-1}]$$

$$i_{up} \quad \dots \text{ entalpie ucp. páry (z tab. 10.1)} \quad [\text{kJ.kg}^{-1}]$$

$$i_k \quad \dots \text{ entalpie kondenzátu (z tab. 10.1)} \quad [\text{kJ.kg}^{-1}]$$

Potřebný výkon pro kondenzaci ucpávkové páry a ochlazení kondenzátu na 80 °C ve výměníku je 206,25 kW.

Z vypočteného potřebného výkonu, dle parametrů primárního a sekundárního média a z požadavku na minimální tlakové ztráty na straně ucpávkové páry, která je jen mírně nad atmosférickým tlakem a konzultací s výrobcem volím výměník tepla typu MAX 17.4-40-10-ATYP. Tento typ výměníku je již využíván v naší teplárně pro jiné technologie s bezproblémovým provozem.

### 10.5.2 Výpočet teploty ohřáté chladicí vody

$$P = \dot{m}_{chv} * c_p * \Delta t_{chv} = \dot{m}_{chv} * c_p * (t_{chv2} - t_{chv1}) \quad [\text{kW}] \quad (10.2)$$

$$t_{chv2} = t_{chv1} + \frac{P}{\dot{m}_{chv} * c_p} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (10.3)$$

$$t_{chv2} = 60 + \frac{206,25 * 3600}{28 * 4182}$$

$$t_{chv2} = 66,34 \text{ } ^{\circ}\text{C}$$

$$\text{kde: } \dot{m}_{chv} \quad \dots \text{ hmotnostní tok chl. vody (z tab. 10.1)} \quad [\text{kg.h}^{-1}]$$

$$t_{chv1} \quad \dots \text{ vstupní teplota chl. vody (z tab. 10.1)} \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$c_p \quad \dots \text{ měrná tepelná kapacita chladicí vody} \quad [\text{kJ.kg}^{-1}\text{K}^{-1}]$$

Chladicí voda se vlivem předání tepla ve výměníku ohřeje o 6,34 °C.

### 10.5.3 Výpočet teploty vratné vody po ohřátí

$$\dot{m}_{chv} * t_{chv2} + (\dot{m}_{vv} - \dot{m}_{chv}) * t_{chv1} = \dot{m}_{vv} * t_{vv} \quad (10.4)$$

$$t_{vv} = \frac{\dot{m}_{chv} * t_{chv2} + (\dot{m}_{vv} - \dot{m}_{chv}) * t_{chv1}}{\dot{m}_{vv}} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (10.5)$$

$$t_{vv} = \frac{28 * 66,34 + (1150 - 28) * 60}{1150}$$

$$t_{vv} = 60,15 \text{ } ^{\circ}\text{C}$$



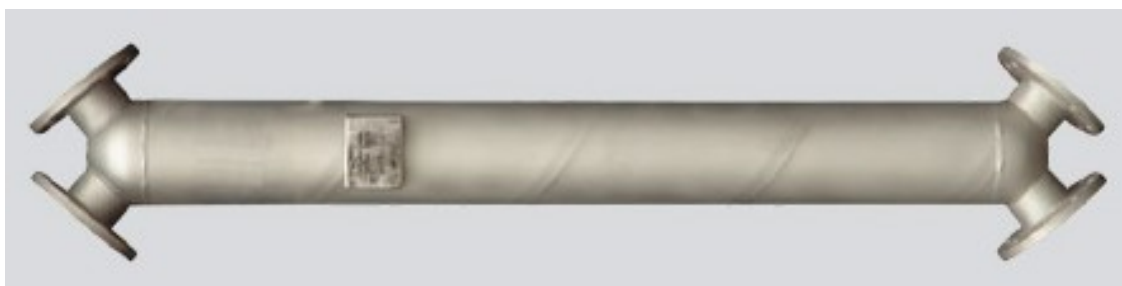
kde:  $\dot{m}_{vv}$  ... hmotnostní tok vratné vody z města (průměrná hodnota z elektronické archivace provozních dat) [ $\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$ ]

$t_{chvl}$  ... teplota chladicí vody je rovna teplotě vratné vody před ohřátím (z tab. 10.1) [ $^{\circ}\text{C}$ ]

Vratná voda v rozdělovači se vlivem ohřátí použité části této vody pro chlazení ohřeje o  $0,15^{\circ}\text{C}$ .

## 10.6 Popis výměníku [9]

Jedná se o celonerezový protiproudý výměník tepla (obr. 10.2) výrobce ELTE s.r.o.



Obr. 10.2: Výměník MAX [15]

Označení výměníku: MAX 17.4-40-10-ATYP.

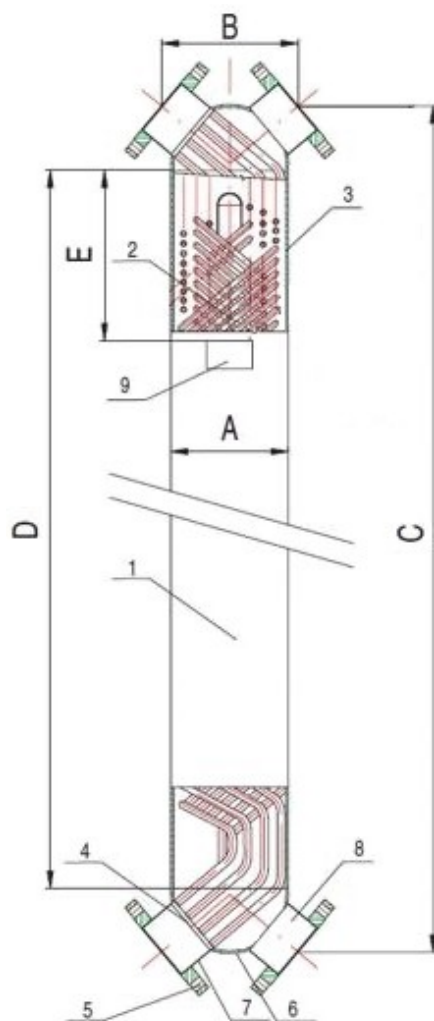
Význam označení:

- MAX – typ výměníku
- 17 – velikost
- 4 – počet hrdel
- 40 – topná plocha
- 10 – průměr trubek ve svazku
- ATYP – oproti standartnímu typu jsou zvětšené připojovací příruby z DN 150 na DN 200 z důvodu zmenšení tlakových ztrát

Výměník tvoří celosvařovaný nerozebíratelný celek. Plášť výměníku obepíná soustava několika vrstev protisměrně vinutých trubek, které tvoří teplosměnnou plochu výměníku. Šroubovice zaručují dobrou kompenzaci při dilataci trubiček při provozu výměníku a tzv. sekundární proudění, zlepšující součinitel přestupu tepla  $\alpha$ . Soustava trubek je zavařena v trubkovnici výměníku a ta je přivařena přímo do připojovacích hrdel. Plášť výměníku je uzavírán polokulovými dny, na kterých je usazeno připojovací hrdlo (příruba).

Svojí konstrukcí se výměníky MAX právě v protiproudých aplikacích přibližují teoreticky ideálnímu protiproudému výměníku tepla. Primární strana výměníku (trubky) mají výrazně větší (cca 8x) hydraulický odpor, než sekundární strana (plášť). Právě tento hydraulický odpor rozhoduje o tom, která strana bude použita jako primární, a která jako sekundární. Standartní zapojení je topné medium v trubkách a ohřívané v plášti, to platí především u parních ohříváků. Výkon výměníku je závislý na vstupních

a výstupních parametrech pracovních médií (teplota, tlak), ale i jejich průtočném množství.



- 1 plášť nádoby
- 2 svazek trubek
- 3 držák trubek
- 4 trubkovnice
- 5 příruba
- 6 dno
- 7 hrdlo trubkovnice
- 8 hrdlo pláště
- 9 štítek

Obr. 10.3: Výměník MAX [11]

A	B	C	D	E
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
450	700	2160	1500	300

Tab. 10.2: Tabulka rozměrů výměníku [10]

topná plocha	objem pláště	objem trubek	počet trubek	hmotnost	připojení přírub	
					DN	PN
[m <sup>2</sup> ]	[m <sup>3</sup> ]	[m <sup>3</sup> ]	[ks]	[kg]	[mm]	[MPa]
40	0,198	0,088	211	360	200	4

Tab. 10.3: Tabulka technických údajů výměníku [10]

## 11. Ekonomické zhodnocení

Cílem ekonomického zhodnocení je spočítat roční úspory, náklady a dobu návratnosti instalace kondenzátoru ucpávkových par. Všechny ceny jsou počítány bez DPH. Ceny tepla, výroby vody a elektrické energie jsou přibližné, běžně používané ve firmě pro výpočty návratnosti.

Jelikož provoz teplárny TČA je jenom v topné sezóně (cca od října do dubna) předpokládám roční provoz kondenzátoru ucpávkových par  $n_r = 4000 \text{ h.rok}^{-1}$ .

### 11.1 Úspora tepelné energie za rok

$$E_{tr} = \dot{m}_{up} * (i_{up} - i_k) * n_r \quad [\text{GJ}] \quad (11.1)$$

$$E_{tr} = 300 * (2810 - 335) * 4000$$

$$E_{tr} = 2970 \text{ GJ.rok}^{-1}$$

$$\text{kde: } \dot{m}_{up} \quad \dots \text{ hmotnostní tok ucp. páry (z tab. 10.1)} \quad [\text{kg.h}^{-1}]$$

$$i_{up} \quad \dots \text{ entalpie ucp. páry (z tab. 10.1)} \quad [\text{kJ.kg}^{-1}]$$

$$i_k \quad \dots \text{ entalpie kondenzátu (z tab. 10.1)} \quad [\text{kJ.kg}^{-1}]$$

$$n_r \quad \dots \text{ roční provoz zařízení v hodinách (odhad)} \quad [\text{h.rok}^{-1}]$$

$$U_{tr} = E_{tr} * cena_t \quad [\text{Kč.rok}^{-1}] \quad (11.2)$$

$$U_{tr} = 2970 * 110$$

$$U_{tr} = 326\,700 \text{ Kč.rok}^{-1}$$

$$\text{kde: } E_{tr} \quad \dots \text{ ušetřená tepelná energie (z rovnice 11.1)} \quad [\text{GJ.rok}^{-1}]$$

$$cena_t \quad \dots \text{ cenové náklady na ohřev 1 GJ} \quad [\text{Kč.GJ}^{-1}]$$

Instalaci kondenzátoru ucpávkových par dojde k ušetření 2 970 GJ energie za rok, co představuje úsporu 326 700 Kč za rok.

### 11.2 Úspora vody za rok

$$U_{vr} = \dot{m}_k * n_r * cena_v \quad [\text{Kč.rok}^{-1}] \quad (11.3)$$

$$U_{vr} = 300 * 4000 * \frac{33}{1000}$$

$$U_{vr} = 39\,600 \text{ Kč}$$

$$\text{kde: } \dot{m}_k \quad \dots \text{ hmotnostní tok kondenzátu (z tab. 10.1)} \quad [\text{kg.h}^{-1}]$$

$$cena_v \quad \dots \text{ cenové náklady na výrobu 1 kg vody} \quad [\text{Kč.kg}^{-1}]$$

Nevypouštěním páry, která zkondenzuje v kondenzátoru, do atmosféry ušetříme za výrobu této vody 39 600 Kč za rok.

### 11.3 Náklady na provoz za rok

$$N_{Pr} = (P_{ven} + P_{\check{c}}) * cena_E * n_r \quad [\text{K}\check{\text{c}}.\text{rok}^{-1}] \quad (11.4)$$

$$N_{Pr} = (0,18 + 1,1) * 1,25 * 4000$$

$$N_{Pr} = 6\,400 \text{ K}\check{\text{c}}.\text{rok}^{-1}$$

kde:  $P_{ven}$  ... příkon ventilátoru INOX BA 180-84 [12] [kW]

$P_{\check{c}}$  ... příkon čerpadla CR 20-1 [13] [kW]

$cena_{el}$  ... cenové náklady na výrobu 1 kWh [Kč.kWh<sup>-1</sup>]

Provozováním oběhového čerpadla chladicí vody a odsávajícího ventilátoru se vytvoří roční náklady na elektrickou energii 6 400 Kč.

### 11.4 Investiční náklady

Při stanovení ceny investice jsem vycházel z nabídky výměníku firmy ELTE a z odhadu nákladů dle zkušenosti z obdobných akcí.

výměník	265 000 Kč
ostatní materiál	170 000 Kč
montážní práce	280 000 Kč
elektro a MaR	300 000 Kč
projekt	50 000 Kč
<b>Celkem</b>	<b>1 065 000 Kč</b>

Tab. 11.1: Investiční náklady

Celkové investiční náklady na dodávku a montáž kondenzátoru ucpávkové páry jsou  $N_I = 1\,065\,000 \text{ K}\check{\text{c}}$ .

### 11.5 Doba návratnosti investice

$$TN_I = \frac{\text{investice}}{\text{úspory} - \text{náklady}} = \frac{N_I}{U_{tr} + U_{vr} - N_{Pr}} \quad [\text{rok}] \quad (11.5)$$

$$TN_I = \frac{1065000}{326700 + 39600 - 6400}$$

$$TN_I = 2,96 \text{ roku}$$

Investice do instalace kondenzátoru ucpávkových par se vrátí během 3 let.

## 12. Závěr

V této práci jsem řešil návrh a zapojení kondenzátoru ucpávkových par do systému turbín TG 3 a TG 4. Instalací tohoto zařízení se zamezí únikům ucpávkové páry bez užitku do atmosféry, narušování objektu v blízkosti vyústění potrubí a zlepšení provozních podmínek turbín.

Zařízení předá získané teplo z unikající páry do okruhu oběhové vody a kondenzát se zachytí v nádrži kondenzátu a znovu využije jako napájecí voda pro kotle.

Investiční náklady pro instalaci kondenzátoru ucpávkových par jsou odhadovány na 1 065 000 Kč. Roční úspora po odečtení nákladů tvoří 360 000 Kč. Toto řešení při předpokládaném ročním provozu 4000 hodin je ekonomicky výhodné jelikož vynaložená investice se vrátí během 3 let.

## Seznam použité literatury

- [ 1 ] KOLARČÍK, K.: *Sylaby přednášek*, VŠB-TUO Ostrava, 2013
- [ 2 ] AMBROŽ, J.: *Parní turbíny a kondenzace*. Praha: ČVUT, 1980
- [ 3 ] ŠKORPÍK, J.: *Transformační technologie*. [online]. [cit. 2014-04-16]. Dostupné z: <http://www.transformacni-technologie.cz/skrceeni-plynu-a-par.html>
- [ 4 ] BEČVÁŘ, J. a kol.: *Tepelné turbíny*. Praha: SNTL, 1968
- [ 5 ] *Passport TČA*, Karviná, 2008
- [ 6 ] CHLEBEK, J.: *MÍSTNÍ PROVOZNÍ PŘEDPIS PRO OBSLUHU A PROVOZ TURBOGENERÁTORŮ A NAVAZUJÍCÍCH ZAŘÍZENÍ*, Karviná, 2013
- [ 7 ] MIKULÁŠEK: *Popis a provozní předpisy pro jednotělesovou protitlakou turbínu pro pohon turboalternátoru o jmenovitém výkonu 12000kW*, Brno, 1968
- [ 8 ] TREJTNAR, M.: *Měření brýdových par*, Karviná, 2009
- [ 9 ] ELTE s.r.o.: *Návod výrobce k montáži, provozu a údržbě výměníky tepla MAX - technická dokumentace*. [online]. [cit. 2014-04-18]. Dostupné z: [http://www.elte-cz.com/cesky/program/PDF\\_sanony\\_web/montazaprovozvymeniku.pdf](http://www.elte-cz.com/cesky/program/PDF_sanony_web/montazaprovozvymeniku.pdf)
- [ 10 ] ELTE s.r.o.: *Katalogový list MAX 17 a 18*. [online]. [cit. 2014-04-18]. Dostupné z: <http://www.elte-cz.com/cesky/program/pdf/04MAX17-18.pdf>
- [ 11 ] ELTE s.r.o.: *Katalogový list MAX*. [online]. [cit. 2014-04-18]. Dostupné z: <http://www.elte-cz.com/cesky/program/pdf/02MAX.pdf>
- [ 12 ] ELEKTRODESIGN ventilátory spol. s r.o.: *Katalogový list Ventilátory BA INOX* [online]. [cit. 2014-04-20]. Dostupné z: [http://www.elektrodesign.cz/web/download/33567?webproduct\\_id=2275&language\\_id=21&prefix=katalog](http://www.elektrodesign.cz/web/download/33567?webproduct_id=2275&language_id=21&prefix=katalog)
- [ 13 ] Grundfos s.r.o.: *Technický katalog Grundfos*. [online]. [cit. 2014-04-20]. Dostupné z: [http://cbs.grundfos.com/export/sites/dk.grundfos.cbs/Slovakia/downloads/Download\\_Files/Downloads\\_CrCriCrn\\_GCZ.pdf](http://cbs.grundfos.com/export/sites/dk.grundfos.cbs/Slovakia/downloads/Download_Files/Downloads_CrCriCrn_GCZ.pdf)
- [ 14 ] Zachrla, F.: *Zpráva o technické pomoci na turbíně v.č. 4431, TG 4 v TČA* Karviná, Brno, 2011
- [ 15 ] ELTE s.r.o.: *Vyměníky*. [online]. [cit. 2014-04-18]. Dostupné z: <http://www.elte-cz.com/vymeniky.htm>

## Seznam použitých obrázků

Obr. 3.1: Schéma protitlakového oběhu .....	14
Obr. 3.2: T-s diagram protitlakové turbíny .....	15
Obr. 3.3: Rozvinutý válcový řez lopatkováním Curtisova kola .....	17
Obr. 4.1: Princip labyrintové ucpávky .....	17
Obr. 6.1: Teplárna Československé armády .....	21
Obr. 6.2: Tepelné schéma TČA .....	22
Obr. 7.1: Turbína TG 4 .....	24
Obr. 7.2: Řez turbínou TG 4 .....	25
Obr. 7.3: Zadní ucpávky vnější a vnitřní .....	27
Obr. 8.1: Výfuk odvzdušnění ZO TG3 .....	28
Obr. 8.2: Výfuk ucpávkové páry TG 4 .....	28
Obr. 8.3: Schéma původního zapojení .....	28
Obr. 10.1: Schéma navrhovaného stavu .....	31
Obr. 10.2: Výměník MAX .....	33
Obr. 10.3: Výměník MAX .....	34

## Seznam použitých tabulek

Tab. 7.1: Rozměry ucpávek .....	27
Tab. 9.1: Parametry turbíny při měření .....	29
Tab. 9.2: Naměřené hodnoty .....	29
Tab. 10.1: Parametry medii .....	31
Tab. 10.2: Tabulka rozměrů výměníku .....	34
Tab. 10.3: Tabulka technických údajů výměníku .....	34
Tab. 11.1: Investiční náklady .....	36